

DIMENSIONAMENTO BÁSICO DE UM TROCADOR DE CALOR.

EXEMPLO NUMÉRICO: *Efetuar o dimensionamento básico de um trocador de calor, para os seguintes dados de processo:*

<i>Fluido frio: água destilada no estado líquido.</i>	<i>Fluido quente: água destilada no estado líquido.</i>
$Tc1 = 20^{\circ}C$	$Th1 = 120^{\circ}C$
$Pc1 = 30\text{ kPa}$	$Ph1 = 300\text{ kPa}$
$mc = 30\text{ kg/s}$	$mh = 10\text{ kg/s}$
$Tc2 = 40^{\circ}C$	

Um enunciado como este não é o padrão num exemplo didático, quando se pretende restringir as respostas possíveis, porém é similar a algo que o Engenheiro encontrará em sua prática profissional.

Primeiro Passo: Antes de se dimensionar algo, é necessário se fixar o que se quer dimensionar. Existem vários tipos de trocadores de calor, cada um com vantagens e desvantagens de utilização e aplicabilidade específica.

Fixaremos o emprego de um trocador de calor de casco e tubos.

Se escolhemos um trocador de calor de casco e tubos, necessitamos fixar qual dos fluidos circulará pelo interior dos tubos e qual circulará pelo espaço compreendido entre os tubos e o casco. Existem vários critérios para tal escolha. Nem todos apontarão para uma mesma solução. A experiência de engenharia mais uma vez auxilia nesta etapa.

Fixaremos a passagem do fluido frio pelo casco e do fluido quente pelos tubos.

Se escolhemos um trocador de calor de casco e tubos, necessitamos fixar o número de passes pelo casco e o número de passes pelos tubos.

Fixaremos um passe pelo casco e um passe pelos tubos.

Um trocador de calor com tal configuração pode ser conectado para escoamento em contracorrente puro ou cocorrente puro. A maior diferença de temperatura representativa entre o fluido quente e o fluido frio se obtém com o escoamento em contracorrente puro.

Fixaremos a conexão do trocador de calor com escoamento em contracorrente.

Na equação: $q = A.U.\Delta Tr$

ΔTr = Diferença de temperatura representativa entre o fluido quente e o fluido frio no interior do trocador de calor. Cada tipo de escoamento apresenta uma diferente equação deduzida para o seu cálculo. A equação deduzida, caso a caso, para o cálculo da diferença de temperatura representativa, pode ser reescrita para a forma:

$$\Delta Tr = F.\Delta Tml$$

onde F é um fator de correção, que varia de 0 a 1,0 dado por uma equação e que pode ser lido em figuras.

$$q = A.U.F.\Delta Tml$$

ΔTml é a diferença de temperatura média logarítmica entre o fluido quente e o fluido frio, dado pela expressão:

$$\Delta Tml = \frac{\Delta Ta - \Delta Tb}{\ln \frac{\Delta Ta}{\Delta Tb}}$$

e as diferenças de temperatura são aquelas entre o fluido quente e frio, nas extremidades do trocador de

calor.

Para escoamento em contracorrente, a diferença de temperatura representativa é igual a diferença de temperatura média logarítmica e $F=1,0$

Maiores informações em apostilas disponíveis no site www.paulfmilcent.net

Passo: Através do balanço de energia, determinar a variável que falta para caracterizar totalmente as condições de processo; neste caso a temperatura de saída de projeto do fluido quente ($Th2$). Determinar também a carga térmica do trocador de calor.

$$\text{Calor a ser recebido: } q_{\text{recebido}} = mc.cpc.(tc2 - Tc1)$$

Observe que neste caso não a mudança de fase no interior do trocador de calor. A variação de calor é apenas de calor sensível.

Dado: Tabela B.2 Kakaç cpc a $30^{\circ}C = 4,179\text{ kJ/kg.K}$

$$q_{\text{recebido}} = 30.4190 \cdot (40 - 20) = 2.507.400 \text{ W}$$

Se não a perdas de calor no sistema,

$$q_{\text{recebido}} = q_{\text{cedido}}$$

$$q_{\text{cedido}} = mh \cdot c_{ph} \cdot (Th1 - Th2) = 2507400 = 10 \cdot c_{ph} \cdot (120 - Th2)$$

Não conhecemos $Th2$ e também não a temperatura média aritmética do fluido quente no interior do trocador de calor. A capacidade calorífica de líquidos tende a seguir um modelo linear ($cp = a + bT$). Neste caso o cp médio num intervalo de temperatura se torna igual ao cp na temperatura média.

Temos acima uma equação que pode ser resolvida por tentativas. Estima a temperatura média; obtém o cp nesta temperatura; calcula a temperatura de saída, etc...

Dado: Tabela B.2 Kakaç cp a $90^\circ\text{C} = 4,209 \text{ kJ/kg.K}$

E assim, $Th2 = 60,4^\circ\text{C}$

Passo: Pré estimativa do coeficiente global de troca térmica (U).

O U pode ser estimado pelos coeficientes de transferência de calor por convecção, que dependem de uma série de informações relacionadas ao trocador de calor em questão, tal com a velocidade de escoamento. No entanto tais variáveis só ficam definidas quando o trocador está dimensionado. Isto é, precisamos do U para dimensionar o trocador de calor, porém só podemos estimar o valor de U quando o trocador já está dimensionado. Esta dificuldade se supera por um processo iterativo.

O ponto de partida é então o de pré estimar o U com o auxílio de experiência anterior veiculada em tabelas técnicas.

Tabela 8.4 pg 301 Kakaç. Transferência de calor sensível com água: $5.000 \text{ W/m}^2\text{K} < h < 7.500 \text{ W/m}^2\text{K}$

Suporemos que um valor médio aritmético dentro da faixa prevista é aceitável para nosso caso. $h = 6.250 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Tabela 8.5 pg 302 Kakaç. Coeficiente global de transferência de calor de água para água sem mudança de fase e parede limpa.

$1.300 \text{ W/m}^2\text{K} < U < 2.500 \text{ W/m}^2\text{K}$

Podemos utilizar os valores tabelados de U ou de h . Optamos aqui por utilizar os valores de h .

Para cada configuração do trocador de calor, por exemplo, aletado ou não, a dedução de uma equação específica para o cálculo de U é necessária. Maiores informações em apostila disponível no site www.paulfmilcent.net

Para este caso, inicialmente ignorando o fenômeno de incrustação nas superfícies de troca, vale a expressão:

$$\frac{1}{Uc} = \frac{do}{di \cdot hi} + \frac{do \cdot \ln(do/di)}{2 \cdot k} + \frac{1}{ho}$$

onde Uc é válido para parede absolutamente limpa e para cálculo da área de troca referente à superfície externa dos tubos não aletados.

A escolha do diâmetro externo dos tubos leva em consideração custos (que favorece o uso de pequenos diâmetros) e facilidade de limpeza (que favorece diâmetros maiores). Optaremos por um diâmetro usual, $do = 3/4" = 0,01905 \text{ m}$.

A escolha da espessura de parede e portanto do diâmetro interno, leva em conta as pressões interna e externa, outros dados de resistência estrutural e durabilidade frente à corrosão. Arbitraremos um tubo padrão BWG 10. $di = 0,01224 \text{ m}$.

A escolha do material de construção dos tubos permite a determinação de sua condutividade térmica. Depende de adequação às características corrosivas dos fluidos e ainda de outras informações como a faixa de temperaturas de trabalho. A tabela A.1 pg 469 Kakaç permite conhecer as condutividades. Arbitraremos um material de construção dos tubos com $k = 76 \text{ W/m.K}$

Assim o U calculado para a parede limpa é: $Uc = 2.153 \text{ W/m}^2\text{K}$ (Dentro da faixa esperada.)

No entanto o trocador de calor quando vem da fábrica já se encontra um pouco oxidado e/ou sujo de óleo. Mesmo se limpo, os fluidos de processo o oxidarão ao longo do tempo e impurezas diversas irão se depositando nas superfícies de troca, reduzindo a transferência e a eficiência do equipamento ao longo do tempo. Para adequado dimensionamento; para que o equipamento opere a contento, deve ser superdimensionado para que as condições de processo desejáveis sejam atingidas entre as paradas para manutenção. Isto pode ser efetuado com o uso de 'resistências de incrustação' (Rf) tabeladas, que podem ser empregadas com a equação:

$$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_{fi} + R_{fo}$$

Da tabela 5.11 pg 177 Kakaç $R_{fi} = R_{fo} = 0,000088 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{w}$

O U para parede suja é aquele que deve ser considerado para efeitos de cálculo. Caso contrário o trocador de calor pode não operar a contento, mesmo logo em seguida à colocação em operação.

Calculando: $U_f = 1.561 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$

Passo: Dimensionamento básico.

A diferença de temperatura média logarítmica é calculada como $\Delta T_{ml} = 58^\circ\text{C}$ e $F = 1,0$.

A área de troca estimada da superfície externa dos tubos do trocador de calor necessário é: $A = 27,7 \text{ m}^2$

Esta área é obtida por um certo número de tubos com um determinado comprimento.

$$A = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N_t$$

Temos assim uma equação e duas incógnitas. Precisamos fixar uma para calcular a outra.

Kakaç costuma exemplificar trocadores de calor com uma relação de comprimento por diâmetro compreendida entre 5 e 15.

Vamos arbitrar um comprimento útil do setor de troca (sem levar em conta os cabeçotes) que culmine na relação acima indicada (tentativa e erro).

Fixando $L = 3,0 \text{ m}$

Calculamos $N_t \approx 154$ tubos.

Tal número de tubos será arranjado para ser distribuído no interior do casco. O arranjo ou disposição pode ser triangular ou quadrado. O uso de arranjo triangular é mais frequente e será empregado aqui. Pitch é o espaçamento entre os eixos dos tubos. Empregaremos um $P_t = 1 \text{ in}$. Já vimos que o diâmetro externo dos tubos é de $3/4 \text{ in}$ e que temos um passe pelos tubos e pelo casco.

A Tabela 8.3 pg 293 Kakaç permite ler o diâmetro interno do casco padrão.

$$D_i = 17 \frac{1}{4} \text{ "}$$

O trocador em questão tem um comprimento útil de $3,0 \text{ m}$ e um diâmetro de $0,45 \text{ m}$ o que resulta numa razão de 7, compatível com a prática do autor do livro texto.

O espaçamento das chicanas transversais é da mesma ordem de magnitude do diâmetro do trocador. Fixando um número de chicanas de $N_c = 7$, o espaçamento (B) entre as chicanas é dado por:

$$\frac{L}{N_c + 1} = B \quad \text{e } B = 0,375 \text{ m}$$

Passo: Cálculo do U

Passo: Estimativa do coeficiente de transferência para o fluido que circula dentro dos tubos. (No nosso caso o fluido quente.)

As tabelas do capítulo 3 do Kakaç trazem inúmeras equações apropriadas para cada condição específica. Na coletânea de figuras e tabelas constantes no site www.paulfmilcent.net há a indicação de referências onde se pode encontrar equações apropriadas para o caso de mudança de fase. A margem de erro em tais equações de estimativa podem ser superiores a 8%.

Calculando o Reynolds:

$$Re = \frac{4 \cdot m}{\left(\frac{N_t}{N_p}\right) \cdot \mu \cdot \pi \cdot d_i} = 2,23 \cdot 10^4 \quad \text{sabendo que } \mu = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ Pa.s}$$

O Prandtl é: $Pr = \frac{cp \cdot \mu}{k} = 1,88$, lembrando que k é a condutividade do fluido.

O fator de atrito é dado por: $f = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} = 6,36 \cdot 10^{-3}$

Uma equação adequada de Nusselt para esta faixa de Re e de Pr é: $Nu = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1,07 + 12,7 \cdot (f/2)^{0,5} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} = 92,28$

O coeficiente de transferência é dado por: $h = \frac{k \cdot Nu}{di} = 5.103 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (No limite inferior da faixa inicialmente suposta.)

($k = 0,677 \text{ W/m.K}$)

Passo: Estimativa do coeficiente de transferência para o fluido que circula entre os tubos e o casco. (No nosso caso o fluido frio.) Existem algumas alternativas, das mais simples às mais sofisticadas para a estimativa do coeficiente de transferência no casco. Uma das mais simples, calcula Nusselt em função de um Reynolds modificado, do Prandtl e de um fator que leva em consideração a variação das propriedades do fluido no interior da camada limite. Para o caso de líquidos sem mudança de fase:

$$\left(\frac{ho \cdot De}{k}\right) = 0,36 \cdot \left(\frac{De \cdot Gs}{\mu}\right)^{0,55} \cdot \left(\frac{cp \cdot \mu}{k}\right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,14}$$

Os valores numéricos são valores de ajuste à realidade. A equação trabalha com as variáveis: coeficiente de transferência de calor (ho , o que se deseja determinar), diâmetro equivalente aparente dos canais por onde escoo o fluido, condutividade do fluido (k), velocidade mássica aparente do fluido pelos canais (Gs), capacidade calorífica do fluido (cp), viscosidade média do fluido circulante (μ), viscosidade do fluido na temperatura média da superfície de troca (μ_w).

O diâmetro equivalente aparente para layout triangular é estimado pela equação:

$$De = \frac{4 \cdot \left(\frac{Pt^2 \cdot \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi \cdot do^2}{8}\right)}{\frac{\pi \cdot do}{2}} \quad \text{e o De calculado, com o auxílio das variáveis anteriormente fixadas é: } De = 0,01829 \text{ m}$$

O espaçamento entre as paredes externas dos tubos (C) é determinado pela expressão:

$$C = Pt - do \quad \text{e seu valor calculado é: } C = 6,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

A área da seção transversal aparente (As) através da qual o fluido escoo é dada pela expressão:

$$As = \frac{Di \cdot C \cdot B}{Pt} \quad \text{e seu valor calculado é: } As = 0,041 \text{ m}^2$$

A velocidade mássica aparente do fluido circulante é dada por:

$$Gs = \frac{m}{As} \quad \text{e seu valor calculado é: } Gs = 730,34 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

Consequentemente o Reynolds aparente tem como valor:

$$Re = \frac{Gs \cdot De}{\mu} = 16.393 \quad \text{o que está dentro da faixa de validade da equação utilizada. A faixa de validade deste método de}$$

McAdams é: $400 < Re < 10^6$

Sendo a viscosidade na temperatura média aritmética do fluido frio no casco: $\mu = 8,15 \cdot 10^{-4}$ Pa.s

E a viscosidade do fluido frio na temperatura média aritmética da parede (aproximadamente igual à temperatura média aritmética do fluido que circula no interior dos tubos): $\mu_w = 4,66 \cdot 10^{-4}$ Pa.s. O cp na temperatura média aritmética do fluido no casco é: $c_p = 4179$ J/kg.k e a condutividade: $k = 0,612$ W/m.k.

Deste modo h_o é calculado como $h_o = 4801$ W/m².K

Temos agora as informações necessárias para o cálculo do U:

$\frac{1}{U_c} = \frac{d_o}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_o \cdot \ln(d_o/d_i)}{2 \cdot k} + \frac{1}{h_o}$ e o U ignorando a incrustação (não utilizável) é: $U_c = 1759$ W/m².K (Abaixo da faixa de previsão.)

$\frac{1}{U_f} = \frac{1}{U_c} + R_{fi} + R_{fo}$ e o U considerando a redução de desempenho pela incrustação é: $U_f = 1343$ W/m².K

Passo: Dimensionamento básico.

A carga térmica do trocador de calor não varia, pois as condições fixadas de operação não variam. A diferença de temperatura média logarítmica também é a mesma e permanecemos com a opção de escoamento em contracorrente puro. ($\Delta T_{ml} = 58^\circ\text{C}$ e um passe pelo casco e pelos tubos; $F = 1,0$.)

$$q = A \cdot U \cdot F \cdot \Delta T_{ml}$$

A área de troca estimada da superfície externa dos tubos do trocador de calor necessário é: $A = 32,2$ m²

Esta área é obtida por um certo número de tubos com um determinado comprimento.

$$A = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot N_t$$

Podemos manter o comprimento dos tubos constante (L) e variar o número de tubos (N_t) até um dimensionamento aceitável. A variação do número de tubos pode implicar na alteração do diâmetro do casco e variação significativa flutuante do coeficiente de transferência de calor no casco. Além disto o casco é a parte usualmente mais cara do trocador de calor. Para a convergência em geral é mais adequado se manter o número de tubos constante (como também o layout, D_i , d_o , P_t ...) e variar o comprimento dos tubos até que a área do trocador de calor dimensionado permita a transferência de calor desejada ao processo.

$d_o = 0,01905$ m (3/4") e estamos trabalhando com 154 tubos.

Calculando o novo comprimento: $L = 3,49$ m

A partir daqui se emprega um processo iterativo, recalculando U e redimensionando o trocador de calor até que a variação da capacidade de troca não seja mais significativa. Digamos, até uma variação menor que 2%.

U_f (W/m ² .K)	A (m ²)	L (de espelho a espelho) (m)	N_t	D_i (in)	B (m)
1561	27,2	3,0	154	17 1/4	0,375 ($N_c = 7$)
1343	32,2	3,49	154	17 1/4	0,388 ($N_c = 8$)
1372	31,5	3,42	154	17 1/4	0,388 ($N_c = 8$)

Observação: O trocador foi dimensionado para uma área de troca de $31,5$ m². Caso tivéssemos esquecido de considerar a incrustação o cálculo nos levaria a um resultado errôneo de apenas $21,3$ m². A área de troca adequada é 48% maior do que a errônea.

Passo: Determinação das quedas de pressão no trocador de calor. Características do processo podem limitar a queda de pressão admissível dos dois fluidos em sua passagem pelo trocador de calor. A queda de pressão dos fluidos é fator relevante nos custos de operação do sistema, pois tais fluidos necessitam ser bombeados ou comprimidos para que passem pelo trocador. Há valores de referência limites veiculados na bibliografia técnica do tema.

Para a perda de carga nos tubos e a estimativa da perda de carga nos cabeçotes, há a expressão:

$$\Delta P_{tubos} = \left(\frac{4 \cdot f \cdot L \cdot Np}{di} + 4 \cdot Np \right) \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}$$

$$f = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2}$$

$$Re = \frac{u \cdot di \cdot \rho}{\mu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{4 \cdot m}{\left(\frac{Nt}{Np} \right) \cdot \mu \cdot \pi \cdot di} \quad \text{onde } Np \text{ é o número de passes pelos tubos.}$$

Para a estimativa da queda de pressão do fluido que circula entre os tubos e o casco há a expressão:

$$\Delta P_{casco} = \frac{f \cdot Gs^2 (Nc + 1) \cdot Di}{2 \cdot \rho \cdot De \cdot \phi}$$

$$f = \exp(0,576 - 0,19 \cdot \ln Re_s)$$

$$Re_s = \frac{Gs \cdot De}{\mu}$$

A faixa de validade deste método de McAdams é: $400 < Re_s < 10^6$

Para este problema a queda de pressão no casco seria considerada muito alta em relação a já baixa pressão de entrada.

Nestes casos, quando as considerações efetuadas se mostram inadequadas, é necessária a proposta de alterações de projeto e novos cálculos. Por exemplo, aumentar o espaçamento dos tubos (Pt); diminuir o número de chicanas (Nc); mudar o modelo do trocador (fluxo partido, fluxo dividido...), alterar o tipo de trocador de calor.

Após tais cálculos o projeto não está concluído. Falta ainda todo o detalhamento do projeto, incluindo o detalhamento mecânico para que o trocador venha a ser construído. É razoável considerar a colaboração entre Engenheiros Químicos e Engenheiros Mecânicos na empresa de projeto e construção do ramo.